

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pohon mechanizovaného shrnovacího zařízení

Drive for a Mechanized Dragline Device

Student:

Jan Zouhar

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milena Hrudíčková, Ph.D.

Ostrava: 22. 5. 2009



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pohon mechanizovaného shrnovacího zařízení

Drive for a Mechanized Dragline Device

Student:	Jan Zouhar
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště:	Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhněte úpravu konstrukčního řešení a ovládání stávajícího pohonu mechanizovaného shrnovacího zařízení pro obsluhu dopravníku zemědělských plodin.
2. Proveďte rešerši v oblasti pohonů jednoduchých mechanizovaných zařízení poháněných elektromotorem, jejich parametrů a konstrukčního řešení.
3. Navrhněte alternativní pohon spalovacím motorem Briggs a Stratton typu Classic 9D900 s těmito parametry: točivý moment $T = 6,15 \text{ N}\cdot\text{m}$ při otáčkách $n_m = 2500 \text{ min}^{-1}$, max. výkon $P_{\max} = 2,6 \text{ kW}$.
4. Proveďte nezbytné výpočty pohonu a nosných spojovacích součástí.
5. Navrhněte a nakreslete sestavný výkres konstrukčního řešení pro variantu pohonu elektromotorem.
6. Při návrhu a řešení spolupracujte s panem Jindřichem Koskou, který bude řešit design celého zařízení včetně shrnovače.
7. Nakreslete jeden dílenský výkres ze sestavy (bude upřesněn v průběhu řešení).
8. Bakalářská práce vyhotovená v souladu s požadavky a předpisy FS bude obsahovat úvodní rešerši, návrh konceptu, nezbytné pevnostní výpočty a popis konstrukčního řešení pohonu.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím, s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

Zouhar Jan
Vítová 108
Fryšták

Děkuji Ing. Mileně Hrudíčkové, Ph.D. za věcné připomínky a cenné rady poskytnuté při zpracování bakalářské práce.

Obsah

Seznam použitých označení.....	8
1 Úvod	10
1.1 Hlavní části pohonu shrnovacího zařízení.....	11
1.2 Důvod úpravy pohonu	14
2 Rešerše	15
3 Návrh úpravy pohonu.....	18
3.1 Rozbor mechanismu	18
3.2 Návrh rozměrů lanového bubnu	20
3.3 Pevnostní kontroly	22
3.3.1 Pevnostní kontrola hřídele	22
3.3.1.1 Výpočet sil působících na hřídel II.	22
3.3.1.2 Výpočet a průběh posouvajících sil a ohybových momentů.....	23
3.3.1.3 Statická kontrola hřídele.....	27
3.3.1.4 Dynamická kontrola hřídele	29
3.3.1.5 Kontrola deformace hřídele	30
3.3.2 Pevnostní kontrola šroubů mezi spojkou a bubnem	31
3.3.3 Kontrola spojovacích per.....	33
3.4 Výpočet trvanlivosti ložisek	34
3.4.1 Ložiska uložení hřídele	34
3.4.2 Ložiska uložení lanového bubnu	36
4 Pohon spalovacím motorem	37
4.1 Rozbor mechanismu	37
4.2 Návrh uspořádání pohonu.....	39
5 Závěr	42
6 Použitá literatura.....	43
7 Přílohy	44

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE:

Zouhar, J. Pohon mechanizovaného shrnovacího zařízení. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 44s. Bakalářská práce, vedoucí: Hrudíčková, M.

Ve své bakalářské práci se zabývám návrhem úpravy pohonu shrnovacího mechanizovaného zařízení, které se používá pro shrnování zemědělských plodin na statku v Dolním Benešově. V úvodní rešerši uvádím tři typy navíjecích zařízení dostupných na současném trhu. Následuje vlastní návrh úpravy pohonu shrnovacího zařízení. Dimenzování nově navržených součástí je podloženo kontrolními výpočty. Dále následuje návrh alternativního pohonu spalovacím motorem Briggs & Stratton Classic 9D900. Práce je doplněna výkresem sestavení konstrukčního řešení pro variantu pohonu elektromotorem a dílenským výkresem vybraného dílu.

ANOTATION BACHELOR OF WORK:

Zouhar, J. Drive for a Mechanized Dragline Device. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347 VŠB-Technical University of Ostrava, 2009. 44s. Bachelor works, head: Hrudíčková, M.

My bachelor work is concerned with the proposal of mechanized dragline device modification, which is routinely used for strickling of agricultural peroducts. Some types of retractors available on current trade are presented in the background research. The proposal of dragline device modification is following. The necessary calculations of carrying and connecting components are performed. Further, the proposals of alternative gas-engine drive of Briggs & Stratton Classic 9D900 follows. The work is supplemented with drawing of structural design composition for variant of an elektromotor drive and with a workshop drawing of a selected part.

Seznam použitých označení

a, b	Délkové rozměry	[mm]
a_1	Součinitel spolehlivosti ložiska	[–]
a_{SKF}	Součinitel SKF	[–]
d, D	Průměr	[mm]
e	Výpočtový součinitel	[–]
f	Součinitel tření	[–]
h_a, h_f	Poměrná výška hlavy a paty zubu	[–]
i	Převodový poměr	[–]
k	Součinitel bezpečnosti	[–]
l	Délka	[mm]
m_n	Modul ozubeného soukolí	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
m_{SKF}	Součinitel dle katalogu SKF	[–]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
n_v	Počet vrstev navinutého lana	[–]
p	Tlak	[MPa]
$p_{lož}$	Exponent rovnice trvanlivosti ložiska	[–]
q	Hloubka zubové drážky	[mm]
r	Poloměr	[mm]
v	Rychlost	[m · s ⁻¹]
z	Počet zubů ozubeného kola	[–]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[mm ^{-0,5}]
B	Šířka lanového bubnu	[mm]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_o	Statická únosnost ložiska	[kN]
F	Síla	[N]
L_{10nmh}	Trvanlivost ložiska	[hod]
M_t	Třecí moment	[N · mm]
M_o	Ohybový moment	[N · m]
P	Výkon	[W]
P_A	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
P_o	Ekvivalentní statické zatížení	[N]
R	Reakce	[N]

R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
S_O	Statická bezpečnost ložiska	[–]
T	Krouticí moment	[N · m]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_O	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
α	Úhel	[°]
α_τ	Součinitel koncentrace napětí v krutu	[–]
$\alpha_{\sigma O}$	Součinitel koncentrace napětí v ohybu	[–]
β	Vrubový součinitel	[–]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
φ'	Redukovaný třecí úhel na závitu	[°]
σ	Normální napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
ε_v	Součinitel velikosti součásti	[–]
ν_p	Součinitel jakosti povrchu	[–]
δ	Průhyb hřídele	[mm]
ϑ	Natočení	[°]
η	Účinnost	[–]

1 Úvod

Mechanická lopata, o jejíž rekonstrukci pojednává tato práce, se vyráběla v 60. letech 20. století ve Vítkovických železárnách v Ostravě. Konstrukční řešení i použité komponenty odpovídaly době vzniku. Ačkoli je zařízení stále funkční, jeho častější používání brání ne příliš zdařilý způsob ovládání pohonu navijáku.

Zařízení se nyní používá k shrnování zemědělských plodin na statku v Dolním Benešově. Vlastní zařízení se skládá ze dvou hlavních částí: z navijáku ocelového lana (obr. 1.1) a lopaty (obr. 1.2), ke které je ocelové lano upevněno. Navíjením lana tedy dochází ke shrnování. Navíjecí zařízení je otočně uloženo na sloupku, tak aby se dalo natáčet v rozsahu 180°.



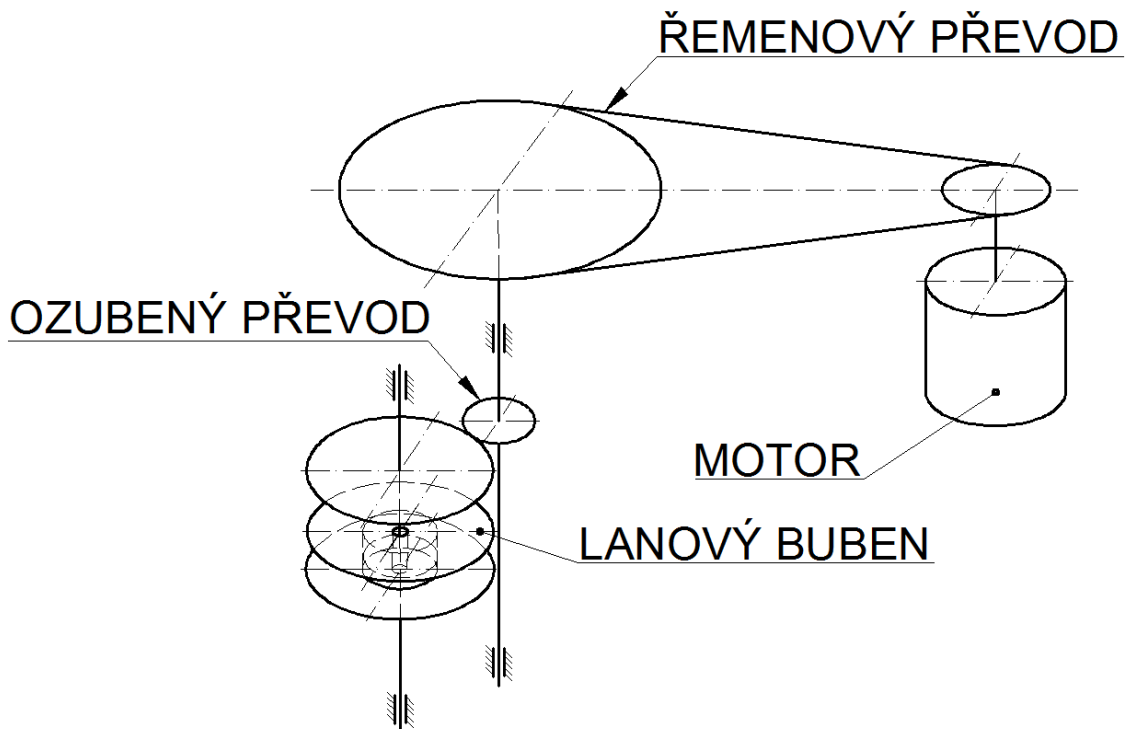
Obr. 1.1 Naviják ocelového lana



Obr. 1.2 Lopata

1.1 Hlavní části pohonu shrnovacího zařízení

Pohon navijáku se skládá z elektromotoru, řemenového převodu, ozubeného převodu a mechanické zubové spojky. Obě hřídele jsou uloženy na kluzných bronzových ložiskách. Schéma uspořádání pohonu je na obr. 1.3.



Obr 1.3 Schéma pohonu

Parametry hlavních částí pohonu získané zjištěním na místě

- a) **Motor:** pro pohon navijáku je použit čtyřpólový asynchronní elektromotor, jehož údaje jsou uvedeny tab. 1.1.

Tab. 1.1

výrobce	typ	výkon P [W]	otáčky n [min^{-1}]
Mez Mohelnice	4AP 90S-4	1100	1410

- b) **Řemenový převod:** je tvořen dvěma klínovými řemeny, parametry viz. tab. 1.2.

Tab. 1.2

průměr hnací řemenice d [mm]	průměr hnané řemenice D [mm]	typ řemene	vnitřní délka l_i [mm]	převodový poměr i_{rp} [–]
71	212	Z41	1050	2,986

- c) **Ozubený převod:** tvoří jednostupňový převod čelními ozubenými koly s přímými zuby, parametry převodu jsou uvedeny v tab. 1.3.

Tab. 1.3

počet zubů pastorku z_I	počet zubů kola z_{II}	průměr hlavové kružnice kola d_{aII} [mm]	hloubka zubové drážky q [mm]	převodový poměr i_{oz} [–]
16	66	204	6,5	4,125

Průměr hlavové kružnice ozubeného kola d_{aII} a hloubku zubové drážky q jsem zjistil měřením. Ostatní rozměry ozubení jako modul m_n , průměry roztečných kružnic d_I a d_{II} , které budou potřebné ve výpočtové části, jsem odhadl a vypočítal pro normalizované ozubení (tab. 1.4):

$$h_{aII} + h_{fII} = q \quad (1.1)$$

$$m_n + 1,25 \cdot m_n = q$$

$$m_n \cdot (1 + 1,25) = 6,5$$

$$m_n = \frac{6,5}{1 + 1,25} = 2,889 \text{ [mm]}$$

Nejbližší normalizovaná velikost modulu je 3 [mm].

$$m_n \cong 3 \text{ [mm]}$$

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_I = m_n \cdot z_I = 3 \cdot 16 = 48 \text{ [mm]}$$

Průměr roztečné kružnice ozubeného kola:

$$d_{II} = m_n \cdot z_{II} = 3 \cdot 66 = 198 \text{ [mm]}$$

Tab. 1.4 Průměry roztečných kružnic

modul m_n [mm]	roztečné kružnice	
	d_I [mm]	d_{II} [mm]
3	48	198

Tyto hodnoty odpovídají rozměrům stávajícího zařízení.

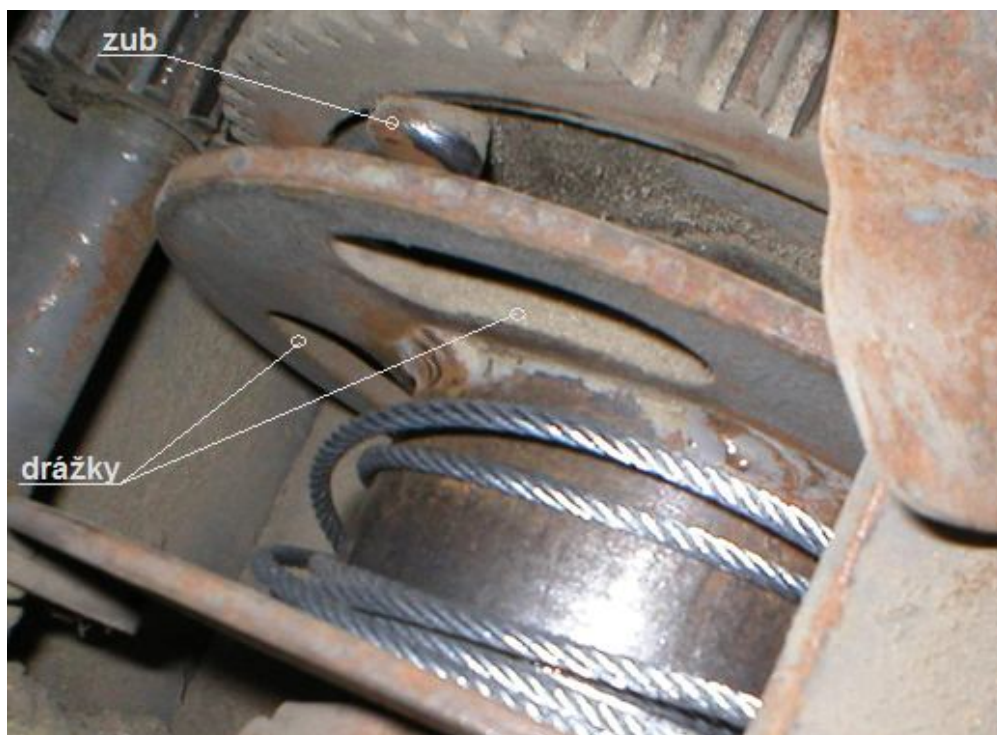
- d) **Spojka:** spojka je zubová, ovládá se tahem za „lano B“ upevněné k výkyvně uložené páce, která pomocí kladky zvedá lanový buben (obr. 1.4). Lanový buben je posuvně uložen na výstupní hřídeli. V horní přírubě má buben drážky, do kterých zapadají „zuby“ upevněné na hnaném ozubeném kole (obr. 1.6). Na obr. 1.4 je spojka ve stavu rozpojeném (kladka dole). Na obr. 1.5 je spojka ve stavu spojeném (kladka nahoře, zuby spojky v záběru).



Obr. 1.4 Pohon v rozpojeném stavu



Obr. 1.5 Pohon ve spojeném stavu



Obr. 1.6

Pozn.: náčrtes uložení výstupní části navijáku (hřídel, ozubené kolo a lanový buben) je v příloze 5.

1.2 Důvod úpravy pohonu

Při současném uspořádání pohonu je nutné k ovládání zařízení dvou pracovníků. Jeden pracovník ovládá spojku tahem za „lano B“. Spojku sepne tahem „lano B“, které musí při shrnování držet v napnuté poloze, při dokončení cyklu shrnování lano uvolní, a spojka se rozepne, lano se tak může z bubnu opět odvinout. Druhý pracovník přidržuje lopatu a následuje ji při shrnování, při dokončení shrnovacího cyklu (spojka se rozepne) tahem za lopatu lano odvine z bubnu.

Tento způsob pohonu je tedy velmi nepraktický z několika důvodů:

- jsou zapotřebí dva pracovníci,
- mezi pracovníky je nutná neustálá komunikace,
- pracovník ovládající lopatu nemůže operativně reagovat a řídit pohon při najetí na překážku či jiném zablokování lana.

Úprava pohonu tedy spočívá v tom, aby zařízení mohl ovládat pouze jeden pracovník.

2 Rešerše

Soustředil jsem se na navíjecí zařízení lan dostupné na současném trhu. Uvádím zde tři typy navijáků s rozdílnou konstrukcí a účelem použití.

a) Elektrický lanový naviják Xwinch ATV2500

Tento elektrický naviják (obr. 2.1) je určen pro manipulaci s břemeny (především čtyřkolek) tahem po rovné nebo šikmé ploše, nesmí se používat pro svislý zdvih břemen. Není určen k dlouhodobému zatížení a je vhodný pro příležitostné použití. Konstrukční schéma navijáku je na obr. 2.2.

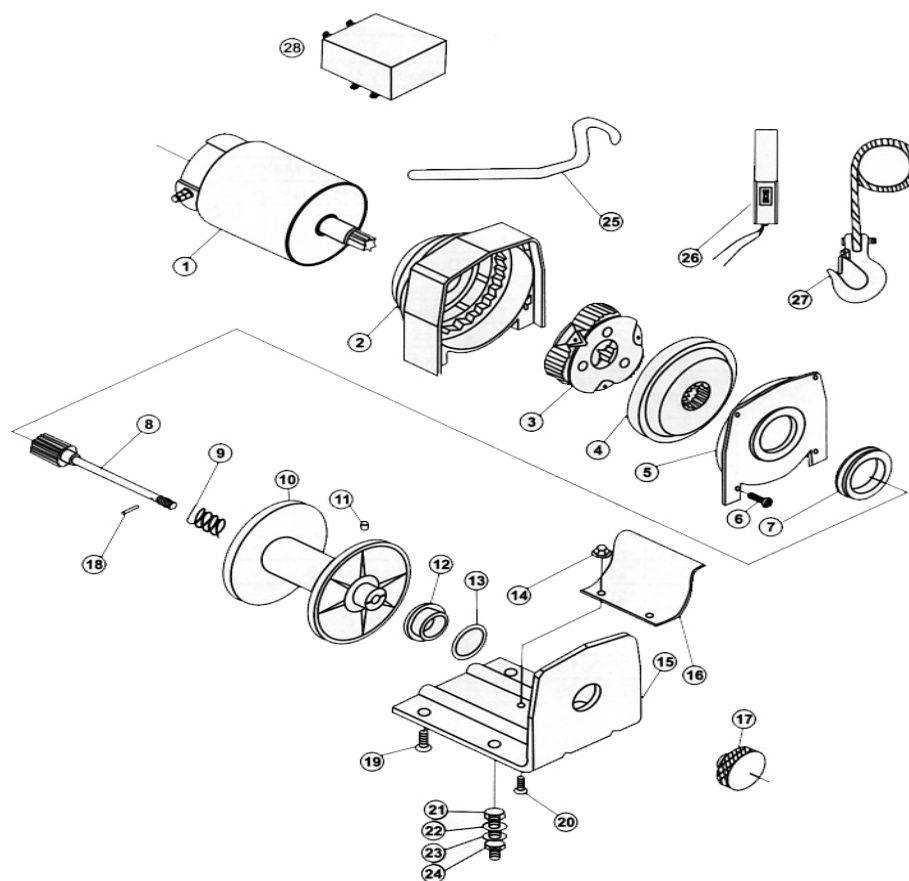


Obr. 2.1 [11]

Tab. 2.1 Technické parametry

napájecí napětí	DC 12V
jmenovitá tažná síla	1133 [kg]
převodovka	třístupňová planetová
motor se sériovým vinutím	0,7 [kg]
velikost bubnu navijáku	Ø31 x 73 [mm]
lano	15,2 [m], Ø4,76 [mm]
hmotnost	5,5 [kg]

Navíjení lana se ovládá radiově. Spojka navijáku se ovládá vytážením a potočením vačky 17 (obr. 2.2), tím se odvine potřebné množství lana a do záběru se uvede pootočením vačky 17. Díky tomuto způsobu ovládání, kdy nelze radiově ovládat spouštění spojky, je tento naviják nevhodný pro použití na shrnovací zařízení. Naviják není vybaven žádným blokovacím mechanismem (brzdou), proto se musí břemeno po manipulaci na šikmé ploše zajistit.



Obr. 2.2 [11]

b) Elektrický lanový naviják Vingu RPE

Tento elektrický naviják krychlového tvaru (obr. 2.3) s robustní konstrukcí umožňuje zvedání nebo tažení břemen, má tedy všestranné použití.

Naviják je vybaven nastavitelnou klznou třecí spojkou, která chrání proti přetížení. Převodovka je tvořena čelními koly se šikmým ozubením. Díky tukovému mazání je naviják použitelný v jakékoliv poloze. V případě výpadku proudu zajišťuje přidržení břemen pružinová kotoučová brzda integrovaná v motoru.

Tento naviják se nedá ovládat rádiově, pro zamýšlené použití je proto nevhodný.



Obr. 2.3 [12]



Obr. 2.4 Detaily navijáku Vingu RPE

c) Lesní lanový naviják Inter Forst VIP 614

Tento naviják (obr. 2.5) je určen především pro práci v lese při zpracování polomu. Naviják při koupi není vybaven motorem. Motor se zde používá z motorové pily o výkonu 2 [kW], otáčkách 9000 až 12000 [min^{-1}]. Z motorové pily se podle příslušného návodu demontuje řetěz, plechy pro vedení řetězu a ještě některé další součásti. Za pomoci montážní sady se k navijáku dají namontovat motory různých motorových pil.



Obr. 2.5 [13]

Tab. 2.2 Technické parametry navijáku Inter Forst VIP 614

tažná síla	až 6 [kN]	brzda za provozu	automatická
rychlost lana	až 18 [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]	brzda při volnoběhu	plynule ovládací pákou
převodovka	řemenový a planetový převod	hmotnost (bez motoru)	17 [kg]
spojka	tří kotoučová suchá, vysouvatelná		

Závěr: žádný z uvedených lanových navijáků se pro zamýšlenou konstrukci nedá bez nutných dalších úprav použít.

3 Návrh úpravy pohonu

Do pohonu jsem se rozhodl umístit doporučenou elektromagnetickou lamelovou spojku od firmy Selos Bohemia s.r.o., typ ELA, která bude ovládána radiově přímo z lopaty obsluhou shrnovacího zařízení. Obsluha tedy bude moci při současném přidržování lopaty také ovládat spojku pohonu. Spojka bude umístěna na výstupní hřídeli pohonu, z důvodu snadného odvíjení lana při vypnuté spojce.

Aby spojku bylo možno uložit na výstupní hřídel pohonu, bude nutné stávající uložení hřídele a hřídel *II.* nově navrhnout. Při uložení spojky na výstupní hřídel se zvětší axiální zatížení hřídele (obr. 3.1) od vlastní tíhy ozubeného kola z_{II} , spojky a lanového bubnu (tíhu bubnu při současném řešení přenáší páka spojky). Při navrženém uspořádání výstupní části pohonu by horní ložisko přenášelo větší axiální síly, takže jsem se rozhodl použít místo kluzných ložisek ložiska valivá. Tato ložiska jsem použil i z důvodu smontovatelnosti výstupní části pohonu. Návrh uložení výstupní hřídele je na výkrese v příloze 1.

3.1 Rozbor mechanismu

Určení otáček, krouticích momentů a výkonu jsem provedl podle schéma pohonu mechanismu (obr. 3.1).

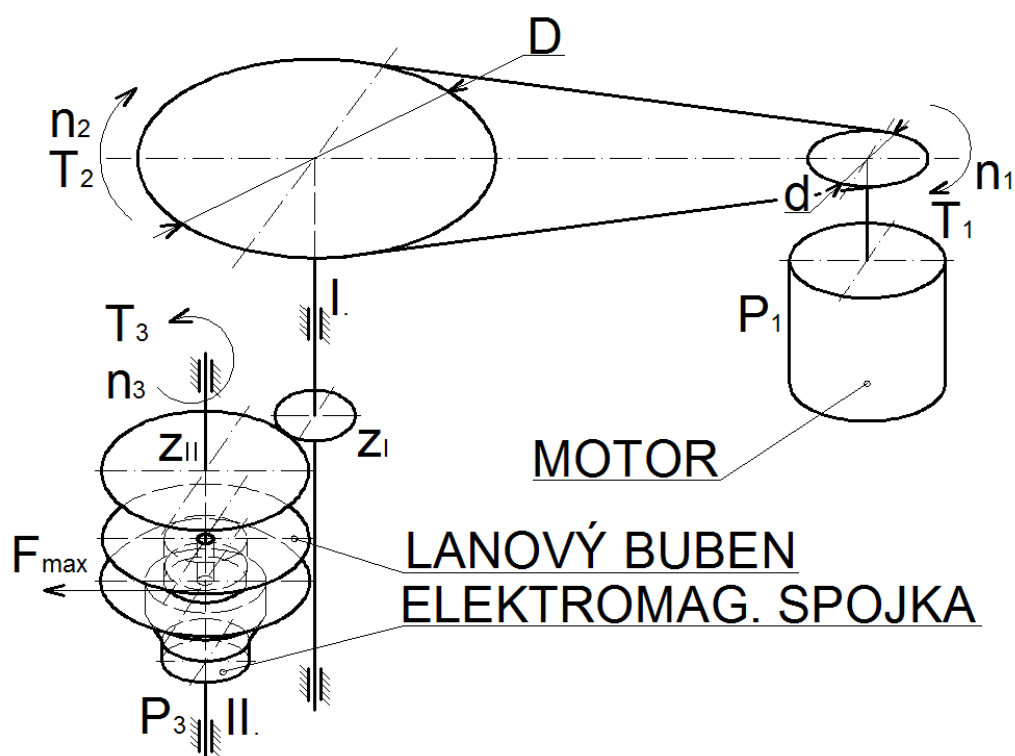
Tab. 3.1 Vstupní parametry pohonu pro výpočet

výkon $P_1 [W]$	otáčky $n_1 [min^{-1}]$	$i_{rp} = \frac{D}{d}$	$i_{oz} = \frac{z_{II}}{z_I}$
1100	1410	2,986	4,125

Tab. 3.2 Uvažované účinnosti mechanismu

účinnost řemenového převodu η_R	účinnost ozubeného převodu η_Z	účinnost uložení v kluzných ložiskách $\eta_{K,L}$	účinnost uložení ve valivých ložiskách η_L
0,96	0,92	0,9	0,98

Pozn.: hřídel *I.* je uložena na kluzných bronzových ložiskách, u hřídele *II.* se bude její uložení měnit na ložiska valivá.



Obr. 3.1 Schéma pohonu mechanismu

Určení krouticích momentů:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 1100}{\pi \cdot 1410} = 7,450 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.1)$$

$$T_2 = T_1 \cdot i_{\text{řp}} \cdot \eta_{\text{ř}} \cdot \eta_{K.L} = 7,450 \cdot 2,986 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 19,220 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.2)$$

$$T_3 = T_2 \cdot i_{\text{oz}} \cdot \eta_Z \cdot \eta_L = 19,220 \cdot 4,125 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 71,481 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (3.3)$$

Určení otáček:

$$i_{\text{řp}} = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{řp}}} = \frac{1410}{2,986} = 472,204 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.4)$$

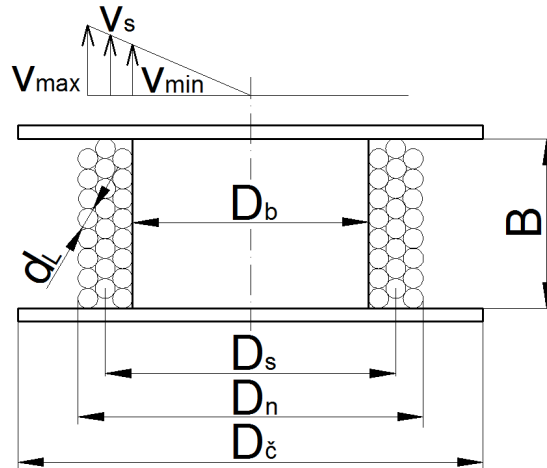
$$i_{\text{oz}} = \frac{n_2}{n_3} \rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{oz}}} = \frac{472,204}{4,125} = 114,474 \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (3.5)$$

Výkon na výstupu:

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = T_3 \cdot \frac{\pi \cdot n_3}{30} = 71,481 \cdot \frac{\pi \cdot 114,474}{30} = 856,892 \text{ [W]} \quad (3.6)$$

3.2 Návrh rozměrů lanového bubnu

Návrh rozměrů bubnu jsem provedl podle literatury [5], str. 47, který vychází ze jmenovitého průměru použitého lana $d_L = 4 \text{ [mm]}$ a jeho délky $l_L = 20 \text{ [m]}$. Průměr a délka lana jsou zvoleny s ohledem na stávající řešení a požadavky akčního dosahu lopaty.



Obr. 3.2 Ilustrační náčrt lanového bubnu

Průměr bubnu:

$$D_b \geq 15 \cdot d_L = 15 \cdot 4 = 60 \text{ [mm]} \quad (3.7)$$

Průměr bubnu volím $D_b = 100 \text{ [mm]}$.

Počet vrstev navinutého lana:

$$n_v \leq 0,35 \cdot \frac{D_b}{d_L} = 0,35 \cdot \frac{100}{4} = 8,75 \quad (3.8)$$

Počet vrstev navinutého lana volím $n_v = 5 [-]$.

Střední průměr navinutí:

$$D_s = D_b + n_v \cdot d_L = 100 + 5 \cdot 4 = 120 \text{ [mm]} \quad (3.9)$$

Průměr navinutí:

$$D_n = D_b + 2 \cdot n_v \cdot d_L = 100 + 2 \cdot 5 \cdot 4 = 140 \text{ [mm]} \quad (3.10)$$

Průměr až k okraji:

$$D_č = D_n + 3 \cdot d_L = 140 + 3 \cdot 4 = 152 \text{ [mm]} \quad (3.11)$$

Tento průměr volím ale poněkud větší $D_č = 200 \text{ [mm]}$ s ohledem k roztečnému průměru připojovacího rozměru elektromagnetické spojky. Nad lanovým bubnem se nachází ozubené kolo, o které by se mohlo lano při menším průměru čela bubnu zachytit, což je dalším důvodem pro zvětšení průměru $D_č$.

Šířka lanového bubnu:

$$B = \frac{d_L^2 \cdot l_L \cdot 10^3}{0,785 \cdot (D_n^2 - D_b^2)} = \frac{4^2 \cdot 20 \cdot 10^3}{0,785 \cdot (140^2 - 100^2)} = 42,463 [mm] \quad (3.12)$$

Šířku bubnu volím $B = 44 [mm]$.

Střední tažná síla navijáku (pro střední průměr vinutí lana D_s na bubnu) se určí ze vztahu:

$$F_s = \frac{P_3}{v_s} = \frac{856,892}{0,719} = 1191,783 [N] \quad (3.13)$$

kde $P_3 [W]$ je výkon na hřídeli II. ,

a střední rychlost lana je dána vztahem:

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_3 \cdot D_s}{60} = \frac{\pi \cdot 114,474 \cdot 0,120}{60} = 0,719 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.14)$$

kde $n_3 [min^{-1}]$ jsou otáčky hřídele II.

Při navíjení poslední vrstvy lana je jeho rychlost maximální a určí se ze vztahu:

$$v_{max} = v_s \cdot \frac{D_n - d_L}{D_s} = 0,719 \cdot \frac{140 - 4}{120} = 0,815 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.15)$$

a při této maximální rychlosti v_{max} je minimální tah navijáku:

$$F_{min} = \frac{P_3}{v_{max}} = \frac{856,892}{0,815} = 1051,401 [N] \quad (3.16)$$

Rychlost lana při prázdném bubnu je minimální:

$$v_{min} = v_s \cdot \frac{D_b + d_L}{D_s} = 0,719 \cdot \frac{100 + 4}{120} = 0,623 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.17)$$

a zároveň tah navijáku maximální:

$$F_{max} = \frac{P_3}{v_{min}} = \frac{856,892}{0,623} = 1375,428 [N] \quad (3.18)$$

Na tento maximální tah budu kontrolovat nově navrženou výstupní hřídel. Tato síla reprezentuje pracovní tah v laně a odpovídá odporu lopaty cca 130 [kg].

3.3 Pevnostní kontroly

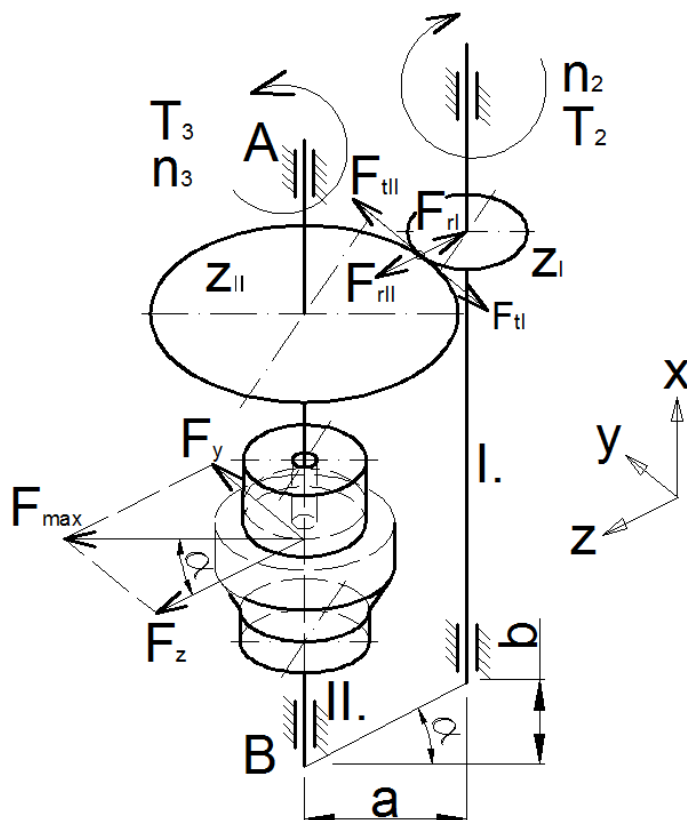
V této kapitole jsem se soustředil na pevnostní kontrolu nově navržených součástí, mezi které patří hřídel včetně spojovacích per.

3.3.1 Pevnostní kontrola hřídele

Nejdříve je nutné určit zatěžující síly od ozubeného soukolí a od lana na druhou hřídel. Poté se vypočítá průběh ohybových a krouticích momentů. Dále se ve vytypovaných kritických místech určí statické bezpečnosti. V místě s nejmenší statickou bezpečností se provede dynamická kontrola.

3.3.1.1 Výpočet sil působících na hřídel II.

Na hřídel II. působí síly podle obr. 3.3.



Obr. 3.3 Výpočetní schéma

Tečná síla:

$$F_{tII} = \frac{T_2}{\frac{d_I}{2}} = \frac{19,220 \cdot 10^3}{\frac{48}{2}} = 800,833 \text{ [N]} \quad (3.19)$$

Radiální síla:

$$F_{rII} = F_{tII} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 800,833 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 291,480 \text{ [N]} \quad (3.20)$$

Maximální zatěžující síla od lana (počítáno v kapitole 3.2):

$$F_{max} = 1375,428 \text{ [N]}$$

Síla od lana F_{max} se rozkládá pro výpočet průběhu posouvajících sil a ohybových momentů na složky F_y a F_z do příslušných rovin $x - y$ a $x - z$.

Výpočet F_y a F_z :

$$F_y = F_{max} \cdot \sin \alpha = 1375,428 \cdot \sin 66^\circ = 1256,516 \text{ [N]} \quad (3.21)$$

$$F_z = F_{max} \cdot \cos \alpha = 1375,428 \cdot \cos 66^\circ = 559,437 \text{ [N]} \quad (3.22)$$

Výpočet úhlu α :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} \rightarrow \alpha = \arctg \frac{b}{a} = \arctg \frac{110}{50} = 65,556[^\circ] \cong 66[^\circ] \quad (3.23)$$

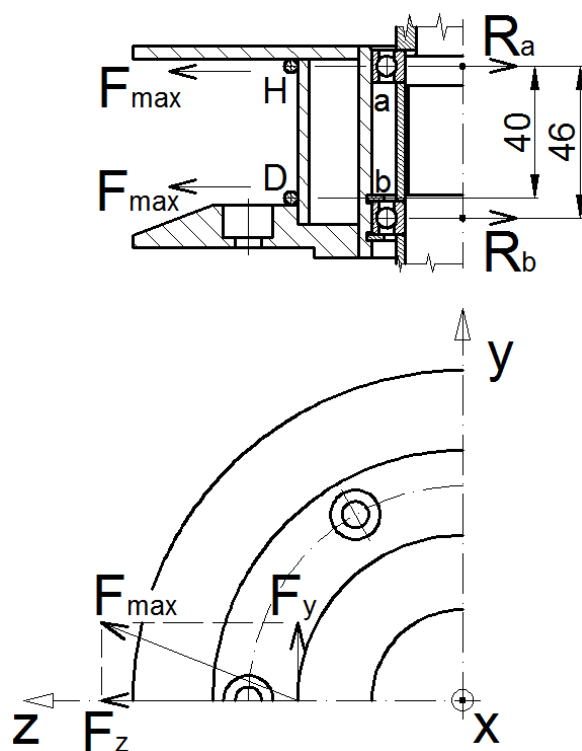
kde a [mm], b [mm] jsou rozměry vycházející z konstrukčního řešení stávajícího zařízení.

3.3.1.2 Výpočet a průběh posouvajících sil a ohybových momentů

Je zřejmé, že s měnící se polohou lana na lanovém bubnu při jeho navíjení se mění i zatížení hřídele, proto jsem provedl rozbor průběhu posouvajících sil a ohybových momentů při polohách lana H a D (obr. 3.4).

Při poloze lana H bude reakce R_a v ložisku a maximální a bude rozhodující zatěžovací silou při kontrole tohoto ložiska. Obdobně bude platit pro dolní polohu lana D , reakci R_b a ložisko b . Při dolní poloze lana D bude tahovou silou v laně hřídel namáhána maximálním ohybovým momentem, jak je patrné z obr. 3.6, str. 26.

Nejdřív jsem spočítal reakce v ložiskách lanového bubnu, pro polohy lana H a D .



Obr. 3.4

Poloha lana H (viz obr. 3.4):

Rovina $x - y$

$$R_{a,Hxy} = F_y = 1256,516 \text{ [N]} \quad (3.24)$$

$$R_{b,Hxy} = 0 \text{ [N]} \quad (3.25)$$

Rovina $x - z$

$$R_{a,Hxz} = F_z = 559,437 \text{ [N]} \quad (3.26)$$

$$R_{b,Hxz} = 0 \text{ [N]} \quad (3.27)$$

Poloha lana D (viz obr. 3.4):

Rovina $x - y$

$$\sum M_{a,xy} = F_y \cdot 40 - R_{b,Dxy} \cdot 46 = 0 \text{ [N]} \quad (3.28)$$

$$R_{b,Dxy} = \frac{F_y \cdot 40}{46} = \frac{1256,516 \cdot 40}{46} = 1092,623 \text{ [N]}$$

$$\sum F_{xy} = F_y - R_{a,Dxy} - R_{b,Dxy} = 0 \quad (3.29)$$

$$R_{a,Dxy} = F_y - R_{b,Dxy} = 1256,516 - 1092,623 = 163,893 \text{ [N]}$$

Rovina $x - z$

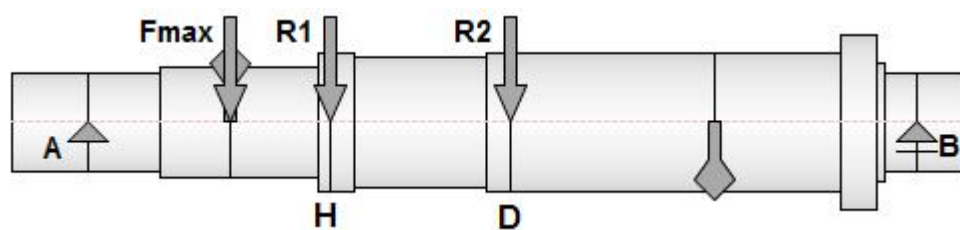
$$\sum M_{a,xz} = F_z \cdot 40 - R_{b,Dxz} \cdot 46 = 0 \text{ [N]} \quad (3.30)$$

$$R_{b,Dxz} = \frac{F_z \cdot 40}{46} = \frac{559,437 \cdot 40}{46} = 486,470 \text{ [N]}$$

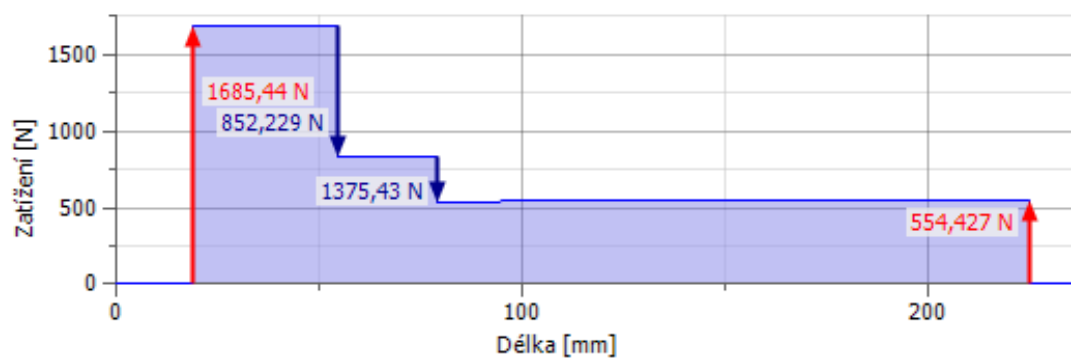
$$\sum F_{xz} = F_z - R_{a,Dxz} - R_{b,Dxz} = 0 \quad (3.31)$$

$$R_{a,Dxz} = F_z - R_{b,Dxz} = 559,437 - 486,470 = 72,967 \text{ [N]}$$

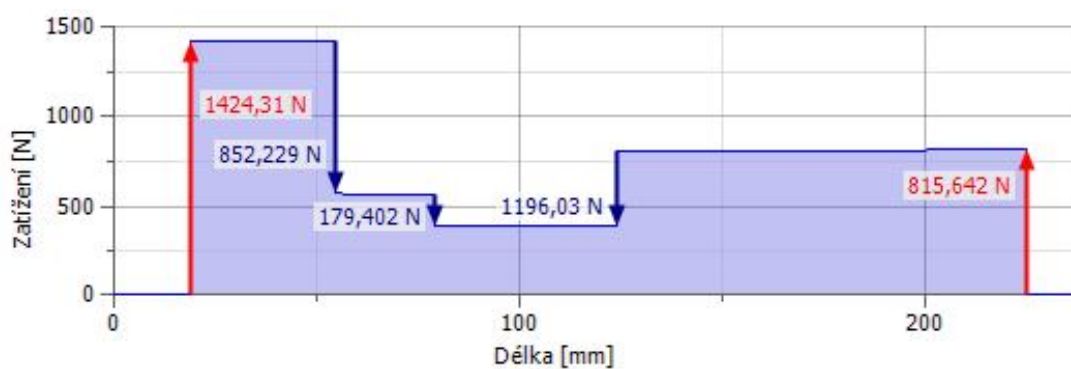
Na následujících stránkách jsou graficky znázorněny výsledné průběhy posouvajících sil a ohybových momentů pro polohy lana H a D . Výpočet byl proveden SW Autodesk Inventor.



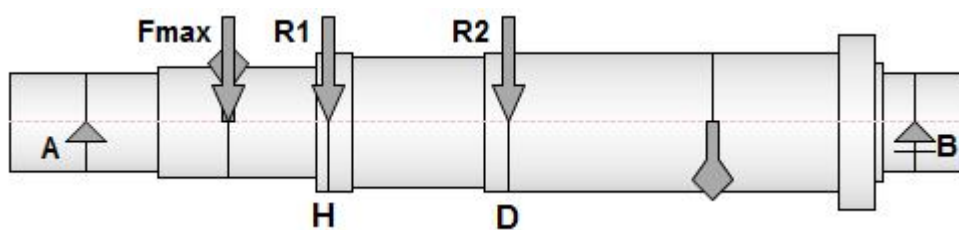
Poloha lana H (viz obr. 3.4):



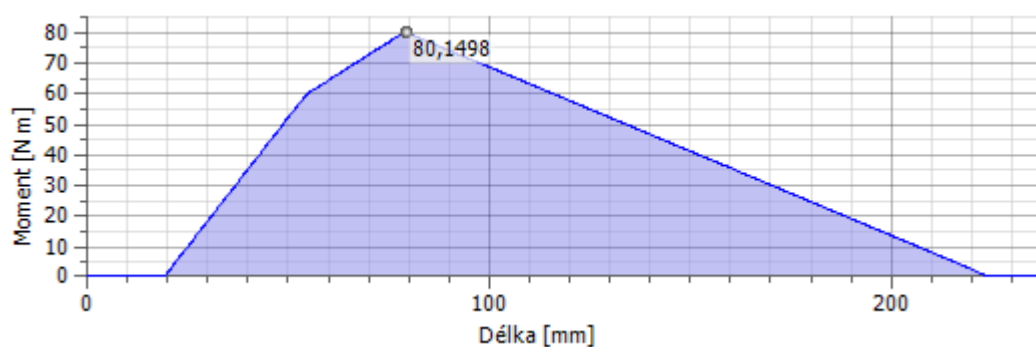
Poloha lana D (viz obr. 3.4):



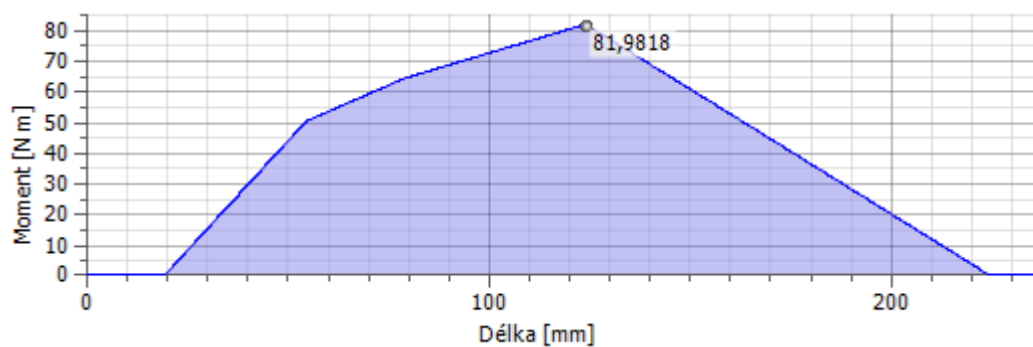
Obr. 3.5 Výsledné průběhy posouvajících sil



Poloha lana H (viz obr. 3.4):



Poloha lana D (viz obr. 3.4):



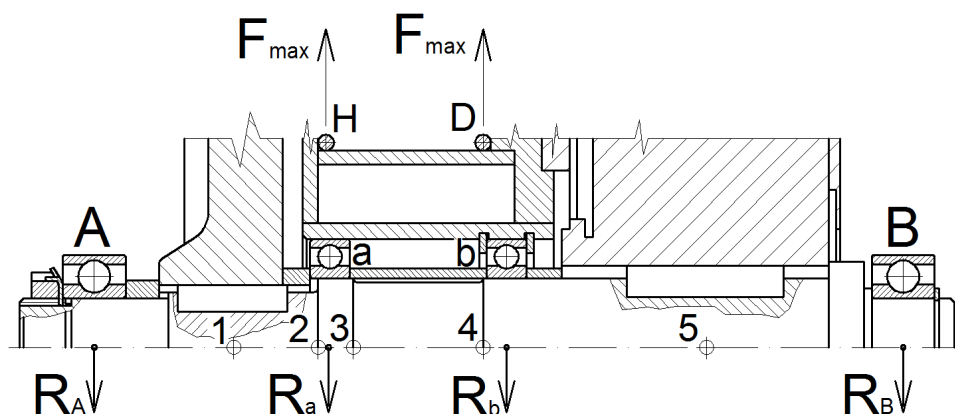
Obr. 3.6 Výsledné průběhy ohybových momentů

Tyto grafy průběhu ohybových momentů a posouvajících sil budou v následující kapitole použity ke zjištění hodnot ohybových momentů v kritických místech hřídele a dále při kontrole trvanlivosti ložisek.

3.3.1.3 Statická kontrola hřídele

Na hřídeli jsem vytipoval pět kritických míst se zvýšenou koncentrací napětí. Kontrola statické únosnosti byla provedena pro kritická místa 1 až 5 (obr. 3.7). V místě s nejmenší statickou bezpečností bude provedena v následující kapitole dynamická kontrola. Nejmenší hodnota statické bezpečnosti vychází v místě 1, proto je zde uveden výpočet pro toto místo. Dále je proveden výpočet pro místo 4, ve kterém je největší ohybový moment. V ostatních místech se hodnota bezpečnosti pohybuje od 2,6 do 14,5.

Hodnoty ohybových momentů v kritických místech závisí na poloze lana na lanovém bubnu. Při pevnostní kontrole jsem proto bral maximální hodnotu ohybového momentu, která v daném kritickém místě může být. Maximální hodnoty ohybových momentů jsou vypočítány v kapitole 3.3.1.2 a jsou uvedeny v tab. 3.3. Materiál hřídele jsem zvolil 14240.3 od společnosti T-Prom s.r.o, mechanické vlastnosti této oceli jsou uvedeny v tab. 3.4.



Obr. 3.7

Tab. 3.3 Hodnoty ohybových momentů v kritických místech 1 a 4

		1	4
H	$M_O [N \cdot m]$	60,00	58,72
D	$M_O [N \cdot m]$	50,54	79,90

Tab. 3.4 Mechanické vlastnosti oceli 14240.3

mez kluzu $R_e [MPa]$	mez pevnosti $R_m [MPa]$	vlastnosti oceli, použití
470	740	k zušlechťování, středně namáhané součásti, hřídele, ojnice...

Kritické místo 1 :

Maximální ohybový moment:

$$M_{O1} = 60,00 [N \cdot m]$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{O1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{M_{O1}}{\frac{\pi}{32} d_1^3} = \frac{60,00 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 23^3} = 50,23 [MPa] \quad (3.32)$$

Smykové napětí:

$$\tau_1 = \frac{T_3}{W_{k1}} = \frac{T_3}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{71,481 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 23^3} = 29,92 [MPa] \quad (3.33)$$

Statická bezpečnost, hypotéza pevnosti HMH:

$$k_{s1} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{470}{\sqrt{(\sigma_{O1} \cdot \alpha_{\sigma_{O1}})^2 + 3 \cdot (\tau_1 \cdot \alpha_{\tau_1})^2}} = \frac{470}{\sqrt{(50,23 \cdot 3)^2 + 3 \cdot (29,92 \cdot 3)^2}} = 2,17 [-] \quad (3.34)$$

Součinitele koncentrace napětí drážky pro pero podle literatury [7], str. 24, pro:

- krut: $\frac{r_1}{d_1} = \frac{0,4}{28} = 0,014$, $\frac{b}{d_1} = \frac{8}{28} = 0,285$, $\frac{t}{d_1} = \frac{4,1}{28} = 0,146 \rightarrow \alpha_{\tau_1} = 3$

kde r_1, b, t jsou rozměry drážky pro pero,

- ohyb: $\alpha_{\sigma_{O1}} = 3$, uvažoval jsem maximální možnou hodnotu.

Kritické místo 4 :

Maximální ohybový moment:

$$M_{O4} = 79,90 [N \cdot m]$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{O4} = \frac{M_{O4}}{W_{O4}} = \frac{M_{O4}}{\frac{\pi}{32} d_4^3} = \frac{79,90 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot 33^3} = 22,65 [MPa] \quad (3.36)$$

Smykové napětí:

$$\tau_4 = \frac{T_3}{W_{k4}} = \frac{T_3}{\frac{\pi}{16} d_4^3} = \frac{71,481 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 33^3} = 10,13 [MPa] \quad (3.37)$$

Statická bezpečnost, hypotéza pevnosti HMH:

$$k_{s4} = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{470}{\sqrt{(\sigma_{O4} \cdot \alpha_{\sigma_{O4}})^2 + 3 \cdot (\tau_4 \cdot \alpha_{\tau_4})^2}} = \frac{470}{\sqrt{(22,65 \cdot 1,9)^2 + 3 \cdot (10,13 \cdot 1,33)^2}} \quad (3.38)$$

$$k_{s4} = 9,60 [-]$$

Součinitele koncentrace napětí osazení určený podle literatury [2], str. 119, pro:

- ohyb: $\frac{r_4}{d_4} = \frac{1}{33} = 0,030$, $\frac{D_4}{d_4} = \frac{35}{33} = 1,061 \rightarrow \alpha_{\sigma_{O_4}} = 1,9$
- krut: $\alpha_{\tau_4} = 1,33$... volil jsem o 30% menší než $\alpha_{\sigma_{O_4}}$

3.3.1.4 Dynamická kontrola hřídele

Kritické místo č. 1 má nejmenší statickou bezpečnost, pro něj jsem tedy provedl dynamickou kontrolu.

Mez únavy v ohybu oceli 14240.3, podle [4] pro hladký vzorek:

$$\sigma_{Co} \approx 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 740 = 362,6 [MPa] \quad (3.39)$$

Vrubový součinitel v kritickém místě č. 1 podle Neubergera [4]:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma_{O1}} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{r_1}}} = 1 + \frac{3 - 1}{1 + \frac{0,3}{\sqrt{0,4}}} = 2,36 [-] \quad (3.40)$$

kde

$\sqrt{A} [mm^{-0,5}]$ je Neubergerova konstanta vrubové citlivosti pro materiál 14240.3 podle [4],
 $r_1 [mm]$ je poloměr vrubu v místě 1.

Mez únavy skutečné součásti v místě 1:

$$\sigma_{Co1}^* = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \nu_{p1}}{\beta_1} = 362,6 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,75}{2,36} = 97,95 [MPa] \quad (3.41)$$

kde

ε_{v1} je součinitel velikosti v průřezu 1 podle [4],

ν_{p1} je součinitel jakosti povrchu v průřezu 1 podle [4].

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu v průřezu 1:

$$k_{d\sigma 1} = \frac{\sigma_{Co1}^*}{\sigma_{O1}} = \frac{97,95}{50,23} = 1,95 [-] \quad (3.42)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu 1:

$$k_{s\tau 1} = \frac{\tau_{kt}}{\tau_1 \cdot \alpha_{\tau 1}} = \frac{0,677 \cdot R_e}{\tau_1 \cdot \alpha_{\tau 1}} = \frac{0,677 \cdot 470}{29,92 \cdot 3} = 3,54 [-] \quad (3.43)$$

Výsledná bezpečnost:

$$k_{v1} = \frac{k_{d\sigma 1} \cdot k_{s\tau 1}}{\sqrt{k_{d\sigma 1}^2 + k_{s\tau 1}^2}} = \frac{1,95 \cdot 3,54}{\sqrt{1,95^2 + 3,54^2}} = 1,71 [-] \quad (3.44)$$

Závěr: průřez č.1 tedy vyhovuje z hlediska dynamické bezpečnosti, protože součinitel dynamické bezpečnosti se obvykle volí minimálně 1,8.

3.3.1.5 Kontrola deformace hřídele

Výsledný průhyb hřídele a natočení pod ozubenými koly a ložisky je opět závislý na poloze lana na lanovém bubnu. Průběhy natočení a průhybů jsem vypočítal pomocí SW Autodesk Inventor, jejich maximální hodnoty v ložiskách a pod ozubeným kolem jsou v tab. 3.5.

Tab. 3.5 Výsledné hodnoty průhybů a natočení pod ozubeným kolem a ložisky

		ložisko A	ložisko B	dovolené hodnoty	ozubené kolo	dovolené hodnoty
<i>H</i>	průhyb δ [mm]	0,0000	0,0000	-	0,0191	0,030
	natočení ϑ [°]	0,0357	0,0184	0,286	0,0240	0,090
<i>D</i>	průhyb δ [mm]	0,0000	0,0000	-	0,0177	0,030
	natočení ϑ [°]	0,0339	0,0225	0,286	0,0240	0,090

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozubeného kola pro čelní soukolí podle [2], str. 121:

$$\delta_{SD12} = 0,01 \cdot m_n = 0,01 \cdot 3 = 0,03 \text{ [mm]} \quad (3.45)$$

Dovolené natočení čelních ozubených kol podle [3], str. 28:

$$\vartheta_{SD} = \arctg 0,0002 \cdot \frac{d_{II}}{b} = \arctg 0,0002 \cdot \frac{198}{25} = 0,090 \text{ [°]} \quad (3.46)$$

kde

d_{II} [mm] je roztečná kružnice ozubeného kola,

b [mm] je šířka ozubeného kola.

Dovolené natočení kuličkových jednořadých ložisek podle [3], str. 28:

$$\vartheta_{LD} = 0,005 \text{ [rad]} = 0,286 \text{ [°]} \quad (3.47)$$

Maximální dovolený průhyb pro hřídele používané ve všeobecném strojírenství podle [3],

str. 27:

$$\delta_{max} = 0,0288 \leq \delta_D = 0,3 \cdot l_{lož} \cdot 10^{-3} = 0,3 \cdot 203,5 \cdot 10^{-3} = 0,061 \text{ [mm]} \quad (3.48)$$

kde

$l_{lož}$ [mm] je rozpětí ložisek,

δ_{max} [mm] je maximální zjištěný průhyb hřídele.

Závěr: hřídel tedy z hlediska deformace vyhovuje.

3.3.2 Pevnostní kontrola šroubů mezi spojkou a bubnem

Typ šroubu: ŠROUB M8x16 DIN 912 – 8.8 A2L (povrchová úprava: pozink)

Tab. 3.6 Parametry závitu M8 podle ČSN 01 4013

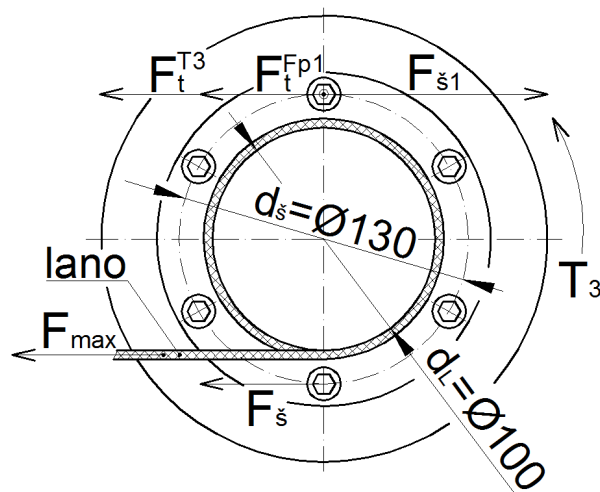
stoupání závitu P_h [mm]	průměry závitů [mm]			
	$D = d$	$D_2 = d_2$	$D_1 = d_1$	d_3
1,25	8,000	7,188	6,647	6,466

Součinitel tření mezi přírubami:

$$f_{\zeta} = 0,15 [-].$$

Součinitel smykového tření na metrickém závitu jsem zvolil pro danou povrchovou úpravu a mazání $f_z = 0,16 [-]$ podle [10], šroub bude mazán plastickým mazivem.

Počet šroubů: $i = 6$.



Obr. 3.8

Výpočet podle obr. 3.8.

Z rovnováhy momentů se určí síla F_s působící na průměru d_s :

$$F_s \cdot \frac{d_s}{2} = F_{max} \cdot \frac{d_L}{2} \rightarrow F_s = F_{max} \cdot \frac{d_L}{d_s} = 1375,428 \cdot \frac{100}{130} = 1058,02 \text{ [N]} \quad (3.49)$$

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{s1} = \frac{F_s}{i} = \frac{1058,02}{6} = 176,34 \text{ [N]} \quad (3.50)$$

Síla působící na jeden šroub od posouvající síly:

$$F_{p1} = \frac{F_{max}}{i} = \frac{1375,428}{6} = 229,24 \text{ [N]} \quad (3.51)$$

Součinitel proti prokluzu volím: $k = 1,3 [-]$.

Výpočet osově síly ve šroubu ze složek normálových sil potřebných k zachycení:

a) krouticího momentu T_3 (F_n^{T3}) z podmínky neproklouznutí:

$$F_t^{T3} \geq F_{s1} \quad (3.52)$$

kde F_t^{T3} je třecí síla pro zachycení T_3 ,

$$F_n^{T3} \cdot f_{\zeta} = F_{s1} \cdot k$$

$$F_n^{T_3} = F_{s1} \cdot \frac{k}{f_{\check{c}}} = 176,34 \cdot \frac{1,3}{0,15} = 1528,28 [N]$$

b) posouvající síly F_{p1} ($F_n^{F_{p1}}$) z podmínky neproklouznutí:

$$F_t^{F_{p1}} \geq F_{p1} \quad (3.53)$$

kde $F_t^{F_{p1}}$ je třecí síla pro zachycení posouvající síly F_{p1} ,

$$F_n^{F_{p1}} \cdot f_{\check{c}} = F_{p1} \cdot k$$

$$F_n^{F_{p1}} = F_{p1} \cdot \frac{k}{f_{\check{c}}} = 229,24 \cdot \frac{1,3}{0,15} = 1986,75 [N]$$

Osová síla ve šroubu:

$$F_o = F_n^{T_3} + F_n^{F_{p1}} = 1528,28 + 1986,75 = 3515,03 [N] \quad (3.54)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17 [^\circ] \quad (3.55)$$

Redukovaný třecí úhel na závitu:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos(\alpha/2)}\right) = \arctg\left(\frac{0,16}{\cos(60^\circ/2)}\right) = 10,47 [^\circ] \quad (3.56)$$

Pevnostní kontrola šroubu

Napětí v tahu od osově síly F_o :

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{3515,03}{\pi \cdot \left(\frac{6,466}{2}\right)^2} = 107,05 [MPa] \quad (3.57)$$

Smykové napětí od třecího momentu na závitu M_{tz} :

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_K} = \frac{F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{3515,03 \cdot tg(3,17^\circ + 10,47^\circ) \cdot \frac{7,188}{2}}{\pi \cdot \frac{6,466^3}{16}} = 57,75 [MPa] \quad (3.58)$$

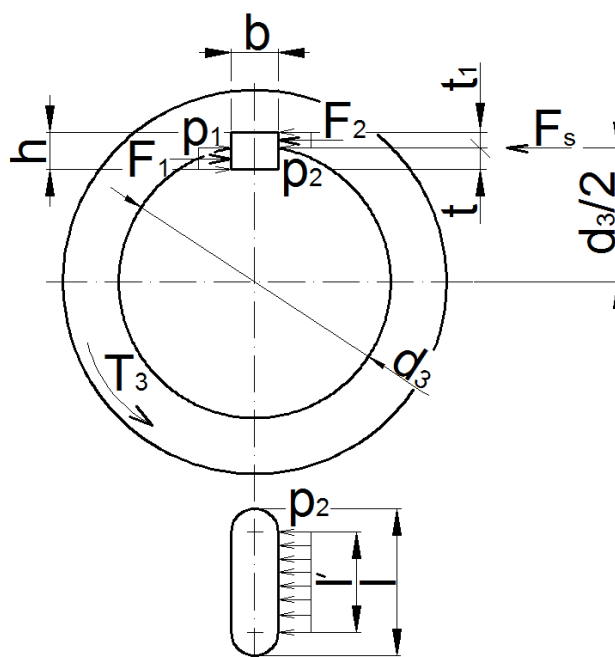
Statická bezpečnost podle Guestovy pevnostní hypotézy:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2}} = \frac{640}{\sqrt{107,05^2 + 4 \cdot 57,75^2}} = 4,1 [-] \quad (3.59)$$

Závěr: zvolený ŠROUB M8x16 DIN 912 – 8.8 A2L pevnostně vyhovuje.

3.3.3 Kontrola spojovacích per

Na výstupní hřídeli jsou dva spoje těsným perem: mezi ozubeným kolem a hřídelí a mezi hřídelí a spojkou. U obou těchto spojujsem provedl kontrolu boků pera a drážek na otláčení. Dovolенý tlak mezi perem a nábojem jsem určil podle materiálu, který má menší pevnost. Nekontroloval jsem tlak mezi perem a hřídelí, protože je zde větší styková plocha. Pero jsem nekontroloval také na smyk, protože přeneseli pero krouticí moment tlakem, je stříh vyhovující pro běžný materiál pera (11600.1).



Obr. 3.9

a) mezi spojkou a hřídelí (index „a“)

Tab. 3.7 Parametry spoje podle ČSN 02 2562:

d_{a3} [mm]	b_a [mm]	h_a [mm]	t_a [mm]	t_{a1} [mm]	T_3 [N · m]
35	10	8	4,7	3,3	71,481

Výpočet zatěžujících sil:

$$F_{a2} = \frac{T_3}{\frac{d_{a3}}{2} + \frac{t_{a1}}{2}} = \frac{71,481 \cdot 10^3}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 3732,689 \text{ [N]} \quad (3.60)$$

Určení potřebné délky pera z podmínky na otláčení:

$$p_{a2} \leq p_{D2} \quad (3.61)$$

$$\frac{F_{a2}}{l'_a \cdot t_{a1}} \leq p_{D2}$$

$$l'_a \geq \frac{F_{a2}}{p_{D2} \cdot t_{a1}} = \frac{3732,689}{100 \cdot 3,3} = 11,311 \approx 12 \text{ [mm]}$$

Dovolенý tlak $p_{D2} = 100 \text{ [MPa]}$ volím pro ocelový náboj podle [1], str. 80.

Délka pera:

$$l_a = l'_a + b_a = 12 + 11 = 23 \text{ [mm]} \quad (3.62)$$

b) mezi ozubeným kolem a hřídelí (index „b“)

Tab. 3.8 Parametry spoje podle ČSN 02 2562

d_{b3} [mm]	b_b [mm]	h_b [mm]	t_b [mm]	t_{b1} [mm]	T_3 [N · m]
28	8	7	4,1	2,9	71,481

Výpočet zatěžujících sil:

$$F_{b2} = \frac{T_3}{\frac{d_{b3}}{2} + \frac{t_{b1}}{2}} = \frac{71,481 \cdot 10^3}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}} = 4626,602 \text{ [N]} \quad (3.63)$$

Určení potřebné délky pera z podmínky na otlačení:

$$p_{b2} \leq p_{D2} \quad (3.64)$$

$$\frac{F_{b2}}{l'_b \cdot t_{b1}} \leq p_{D2}$$

$$l'_b \geq \frac{F_{b2}}{p_{D2} \cdot t_{b1}} = \frac{4626,602}{80 \cdot 2,9} = 19,942 \cong 20 \text{ [mm]}$$

Dovolený tlak $p_{D2} = 80 \text{ [MPa]}$ volím pro litinový náboj podle [1], str. 80.

Délka pera:

$$l_b = l'_b + b_b = 20 + 8 = 28 \text{ [mm]} \quad (3.65)$$

Závěr: oba spoje těsným perem pevnostně vyhovují.

3.4 Výpočet trvanlivosti ložisek

Kontrolována jsou ložiska, na kterých je uložena hřídel a ložiska, na kterých je uložen lanový buben.

3.4.1 Ložiska uložení hřídele

Horní ložisko A je zatíženo větší radiální silou a navíc přenáší axiální sílu, která je dána tíhou spojky, lanového bubnu, ložisek lanového bubnu, ozubeného kola a hřídele (tab. 3.9). Kontrolováno je tedy horní ložisko.

Ložiska jsou použita kuličková od firmy SKF s kontaktním těsněním RS1 na obou stranách. Toto těsnění velmi dobře zadržuje plastické mazivo uvnitř ložiska a chrání proti vnikání nečistot z okolí. To je výhodné, protože zařízení pracuje v prašném prostředí a v konstrukci uložení hřídele není potřeba řešit žádné další těsnění ložisek. Parametry ložiska potřebné pro výpočet trvanlivosti jsou v tab. 3.10.

Výsledné reakce v ložiskách v závislosti na poloze lana lanového bubnu H a D jsou v tab. 3.11 a byly stanoveny ve výpočtech průběhu posouvajících sil (obr. 3.5, str. 25).

Tab. 3.9 Axiální zatížení na horní ložisko

	spojka ELA 16	lanový buben	ložiska lanového bubnu	hřídel	ozubené kolo	celková hmotnost m_c
$m [kg]$	7	3,884	0,16	1,485	3,830	16,359

Axiální zatížení ložiska A:

$$F_a = m_c \cdot g = 16,359 \cdot 9,81 \quad (3.66)$$

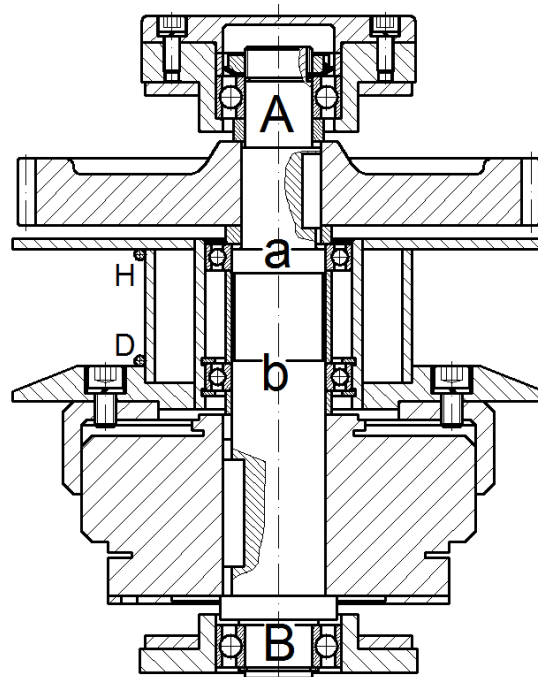
$$F_a = 160,48 [N]$$

Tab. 3.10 Parametry ložiska SKF

typ	C [kN]	C_o [kN]	f_o [–]
63005- 2RS1	11,2	6,55	14

Tab. 3.11 Výsledné reakce v ložiskách

	ložisko A	ložisko B
H	1685,44	554,43
D	1424,31	815,642



Obr. 3.10 Uložení ložisek

Následující výpočet je proveden podle katalogu SKF [8].

Maximální síly přenášené ložiskem A:

- radiální síla $R_{rA} = 1685,44 [N]$ (tab. 3.11)
- axiální síla $R_{aA} = F_a = 160,48 [N]$.

Pro stanovení výpočtového součinitele e je třeba nejdříve určit součinitel m_{SKF} vypočtený podle následujícího vztahu ([8], str. 299):

$$m_{SKF} = f_o \cdot \frac{R_{aA}}{C_o} = 14 \cdot \frac{160,48}{6550} = 0,343 [-] \quad (3.67)$$

Součiniteli $m_{SKF} = 0,343 [-]$ náleží tato hodnota výpočtového součinitele: $e = 0,22$.

Podle následujícího vztahu se stanoví rovnice pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska A ([8], str. 299):

$$\frac{R_{aA}}{R_{rA}} = \frac{160,48}{1685,44} = 0,095 \leq e = 0,22 \quad (3.68)$$

Podle předešlé rovnice je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v podpoře A:

$$P_A = R_{rA} = 1685,44 \text{ [N]} \quad (3.69)$$

Trvanlivost v provozních hodinách podle SKF:

$$L_{10nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_A} \right)^{p_{lož}} = \frac{10^6}{60 \cdot 114,474} \cdot 1 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{11200}{1685,44} \right)^3 \quad (3.70)$$

$$L_{10nmh} = 68355,9 \text{ hod}$$

kde

$p_{lož}$ je exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem,

a_1 je součinitel při 90% spolehlivosti,

a_{SKF} je součitel SKF, jeho hodnotu jsem si zvolil s ohledem na typ ložiska, mazání,

$n_3 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ jsou otáčky hřídele II,

$C \text{ [kN]}$ je dynamická únosnost ložiska (tab. 3.10).

Závěr: Vypočítaná trvanlivost odpovídá při 3 - směnném provozu trvanlivosti 2848 dní, což je s ohledem na používání zařízení víc než dostačující.

3.4.2 Ložiska uložení lanového bubnu

Tyto ložiska se otáčejí, když je potřeba odvinout lano z lanového bubnu, tzn. při vypnuté spojce a ložiska nejsou pod zatížením. Provedl jsem tedy pouze statickou kontrolu ložisek. Více zatížené je horní ložisko a , které při horní poloze lana H přenáší celou sílu od lana F_{max} . Kontroloval jsem tedy ložisko a (viz. obr. 3.10, str. 35).

Tab. 3.12 Parametry ložiska SKF

typ	$C \text{ [kN]}$	$C_o \text{ [kN]}$
61907-2RS1	9,56	6,8

Ekvivalentní statické zatížení ložiska:

$$P_o = F_{max} = 1375,428 \text{ [N]} = 1,375 \text{ [kN]} \quad (3.71)$$

Statická bezpečnost:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{6,8}{1,375} = 4,975 [-] \quad (3.72)$$

kde C_o je statická únosnost ložiska.

Závěr: ložiska uložení lanového bubnu vyhovují.

4 Pohon spalovacím motorem

Na závěr jsem měl navrhnout úpravu pohonu shrnovacího zařízení tak, aby místo elektromotoru bylo možno použít motor spalovací od firmy Briggs & Stratton, typ Classic 9D900. Tento motor se na rozdíl od elektromotoru vyznačuje vyšším výkonem a otáčkami. Má větší rozměry (větší zastavěný prostor) a je nutné motor umístit tak, aby byla snadná jeho obsluha a údržba. Z toho vyplývají konstrukční problémy, které jsem musel vyřešit. V tab. 4.1 jsou uvedeny parametry spalovacího motoru a pro srovnání jsem zde uvedl i parametry elektromotoru. Výkon spalovacího motoru $P [W]$ je při jeho největším krouticím momentu $T [N \cdot m]$, (viz. momentová charakteristika motoru – příloha 6).

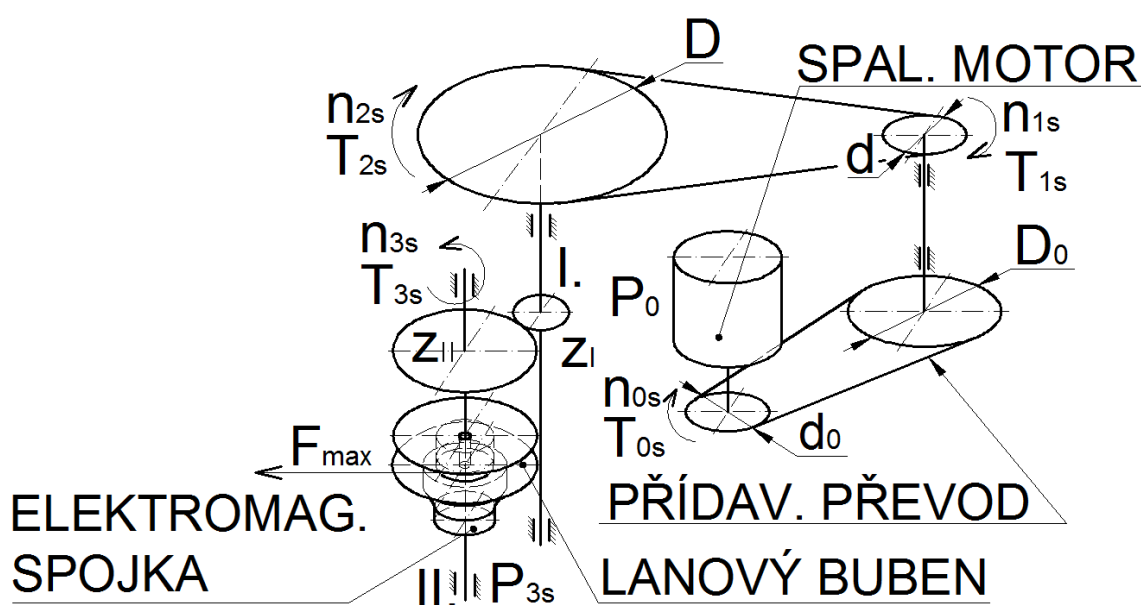
Tab. 4.1 Parametry motorů

výrobce	typ	výkon $P [W]$	otáčky $n [min^{-1}]$	krouticí moment $T [N \cdot m]$
Briggs & Stratton	Classic 9D900	1610	2500	6,15
Mez Mohelnice	4AP 90S-4	1100	1410	7,45

Vzhledem k vyšším otáčkám spalovacího motoru jsem musel zakomponovat další převod, který sníží otáčky. Zvolil jsem řemenový převod. Náčrtes schématu navrženého pohonu je v následující kapitole.

4.1 Rozbor mechanismu

Určení otáček, krouticích momentů a výkonu jsem provedl podle nákresu předběžně navrženého pohonu mechanismu (obr. 4.1).



Obr. 4.1 Schéma pohonu spalovacím motorem

Předběžný návrh převodového poměru řemenového převodu $i_{\dot{r}p0}$:

$$i_p = \frac{n_{0s}}{n_1} = \frac{2500}{1410} = 1,773 [-] \quad (4.1)$$

Skutečný převodový poměr $i_{\dot{r}p0}$:

$$i_{\dot{r}p0} = \frac{D_0}{d_0} = \frac{125}{71} = 1,760 [-] \quad (4.2)$$

kde D_0, d_0 jsou výpočtové průměry řemenic zvolené pro řemen typu Z.

Určení krouticích momentů podle obr. 4.1 :

$$T_{0s} = 6,15 [N \cdot m]$$

Pozn.: T_{0s} je krouticí moment spalovacího motoru z tab. 4.1.

$$T_{1s} = T_{0s} \cdot i_{\dot{r}p0} \cdot \eta_{\dot{R}} \cdot \eta_L = 6,15 \cdot 1,760 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 10,183 [N \cdot m] \quad (4.3)$$

$$T_{2s} = T_{1s} \cdot i_{\dot{r}p} \cdot \eta_{\dot{R}} \cdot \eta_{K.L} = 10,183 \cdot 2,986 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 26,271 [N \cdot m] \quad (4.4)$$

$$T_{3s} = T_{2s} \cdot i_{oz} \cdot \eta_Z \cdot \eta_L = 26,271 \cdot 4,125 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 97,704 [N \cdot m] \quad (4.5)$$

Tab. 4.2 Srovnání krouticích momentů obou variant pohonu

převod	elektromotor	spalovací motor	převod
	---	$T_{0s} = 6,15 [N \cdot m]$	
$i_{\dot{r}p} \rightarrow$	$T_1 = 7,450 [N \cdot m]$	$T_{1s} = 10,183 [N \cdot m]$	$\leftarrow i_{\dot{r}p0}$
	$T_2 = 19,220 [N \cdot m]$	$T_{2s} = 26,271 [N \cdot m]$	$\leftarrow i_{\dot{r}p}$
$i_{oz} \rightarrow$	$T_3 = 71,481 [N \cdot m]$	$T_{3s} = 97,704 [N \cdot m]$	$\leftarrow i_{oz}$

Určení otáček:

$$i_{\dot{r}p0} = \frac{n_{0s}}{n_{1s}} \rightarrow n_{1s} = \frac{n_{0s}}{i_{\dot{r}p0}} = \frac{2500}{1,760} = 1420,455 [min^{-1}] \quad (4.6)$$

$$i_{\dot{r}p} = \frac{n_{1s}}{n_{2s}} \rightarrow n_{2s} = \frac{n_{1s}}{i_{\dot{r}p}} = \frac{1420,455}{2,986} = 475,704 [min^{-1}] \quad (4.7)$$

$$i_{oz} = \frac{n_{2s}}{n_{3s}} \rightarrow n_{3s} = \frac{n_{2s}}{i_{oz}} = \frac{475,704}{4,125} = 115,322 [min^{-1}] \quad (4.8)$$

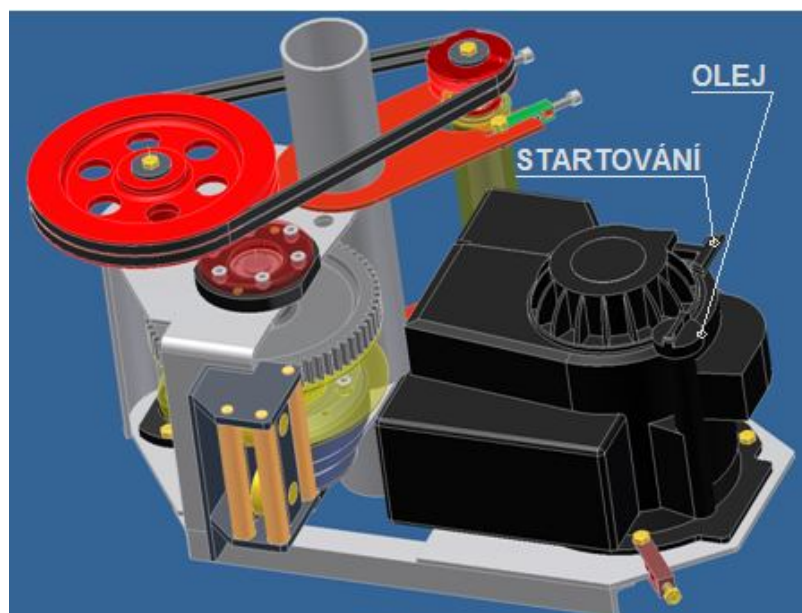
Výkon na výstupu:

$$P_{3s} = T_{3s} \cdot \omega_{3s} = T_{3s} \cdot \frac{\pi \cdot n_{3s}}{30} = 97,704 \cdot \frac{\pi \cdot 115,322}{30} = 1179,921 [W] \quad (4.9)$$

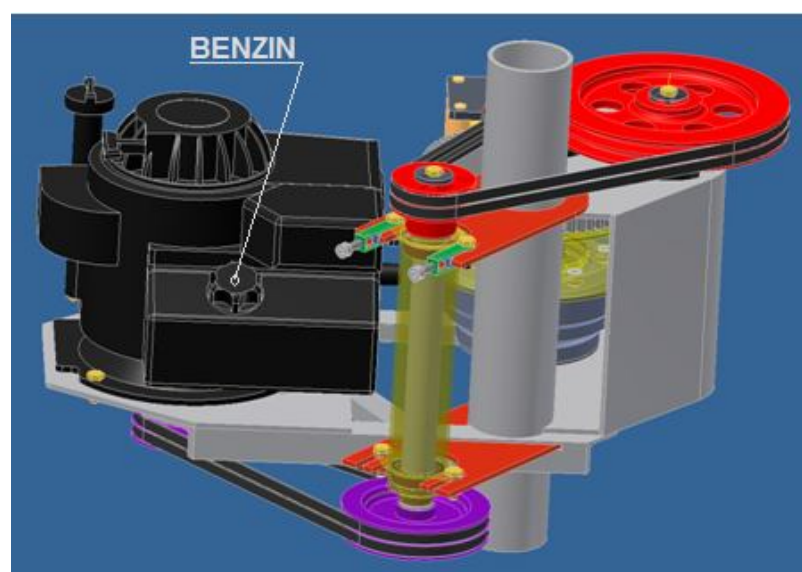
Pro srovnání uvádím výkon na výstupu pohonu s elektromotorem: $P_3 = 856,892 [W]$

4.2 Návrh uspořádání pohonu

Při návrhu uspořádání pohonu jsem nejdřív řešil umístění motoru. Motor jsem se snažil umístit s ohledem na snadnou obsluhu a údržbu (startování, doplňování benzínu a motorového oleje). Návrh uspořádání pohonu je na obr. 4.2 a obr. 4.3. Nevýhodou jsou oproti pohonu s elektromotorem značně větší rozměry celého zařízení, což je způsobeno velikostí spalovacího motoru. Dále v pohonu přibude řemenový převod a konstrukce pohonu tím bude složitější.

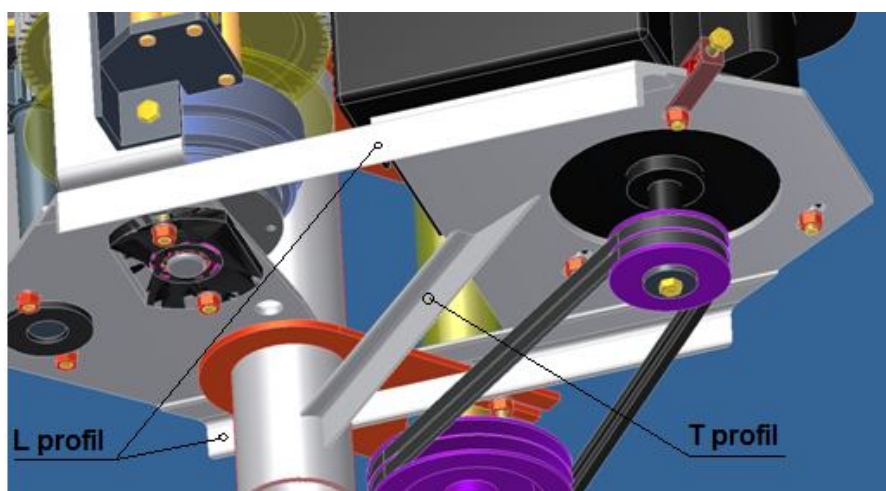


Obr. 4.2



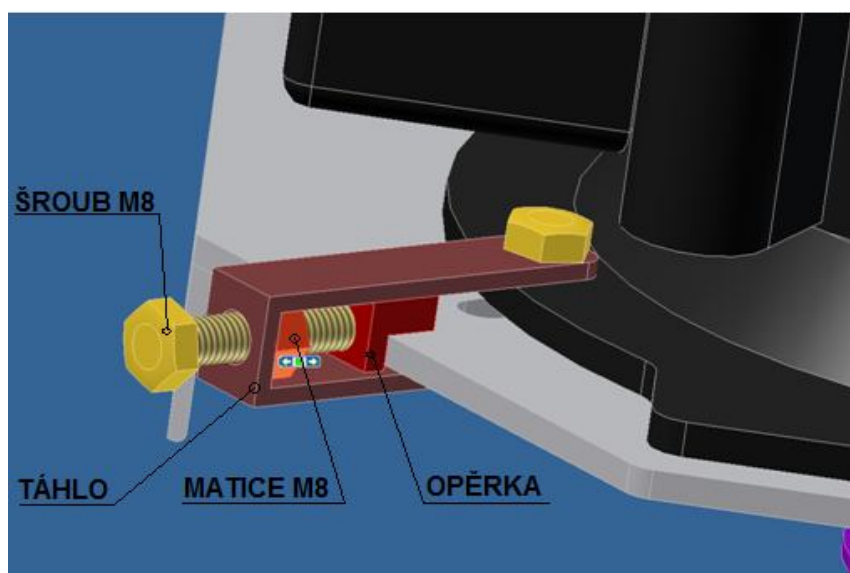
Obr. 4.3

Pro umístění spalovacího motoru bude nutná nosná konstrukce (obr 4.4), která bude přivařena k rámu shrnovacího zařízení. Tuto nosnou konstrukci jsem navrhl svařovanou z profilů L a plechu, dále jsem tuto nosnou konstrukci vyztužil profilem T.



Obr. 4.4

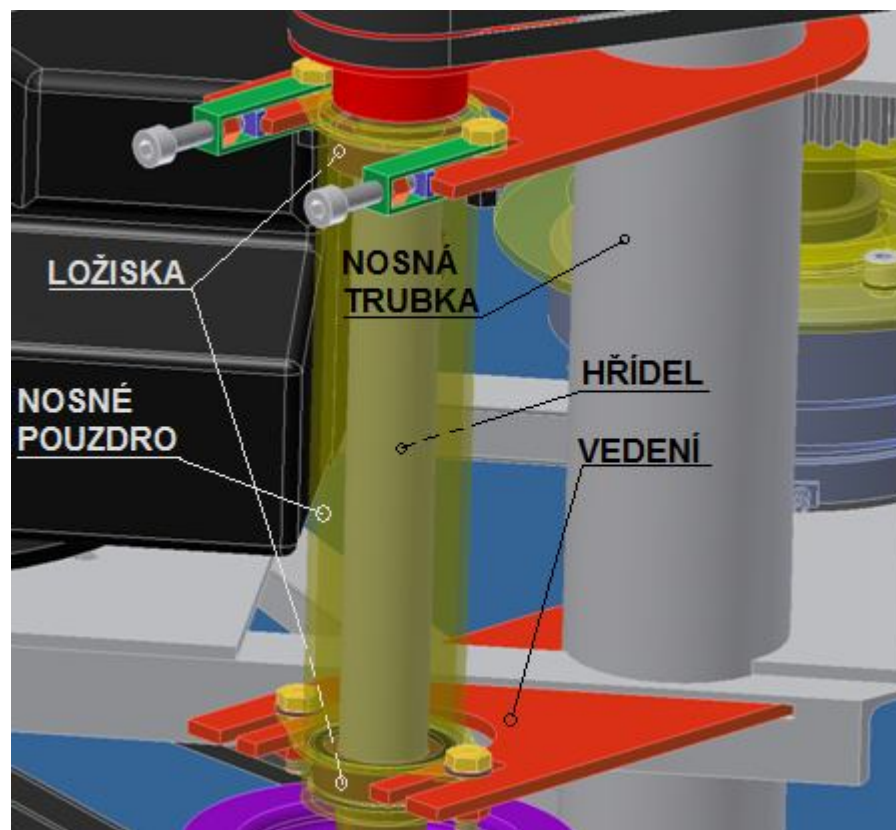
Napínání prvního řemenového převodu i_{rp0} je na obr. 4.5. V nosné konstrukci spalovacího motoru jsou zhotoveny drážky, aby se dal motor posunovat za účelem napínání řemenového převodu. Napínání usnadňuje jeden stavěcí šroub. Detail stavěcího šroubu je na obr. 4.5. Skládá se ze šroubu M8 se šestihrannou hlavou, dále pak z vložené matice M8 a opěrky.



Obr. 4.5

Napínání druhého řemenového převodu i_{rp} je na obr. 4.6. Toto napínání je vyřešeno podobně jako u prvního řemenového převodu, ale použil jsem zde dva stavěcí šrouby M6 (obr 4.6).

Hřídel mezi prvním a druhým řemenovým převodem je uložena v nosném pouzdro na kuličkových ložiskách. Nosné pouzdro je z důvodu napínání posuvně uloženo ve vedeních zhotovených z plechu. Tato vedení jsou pak přivařeny k nosné trubce.



Obr. 4.6

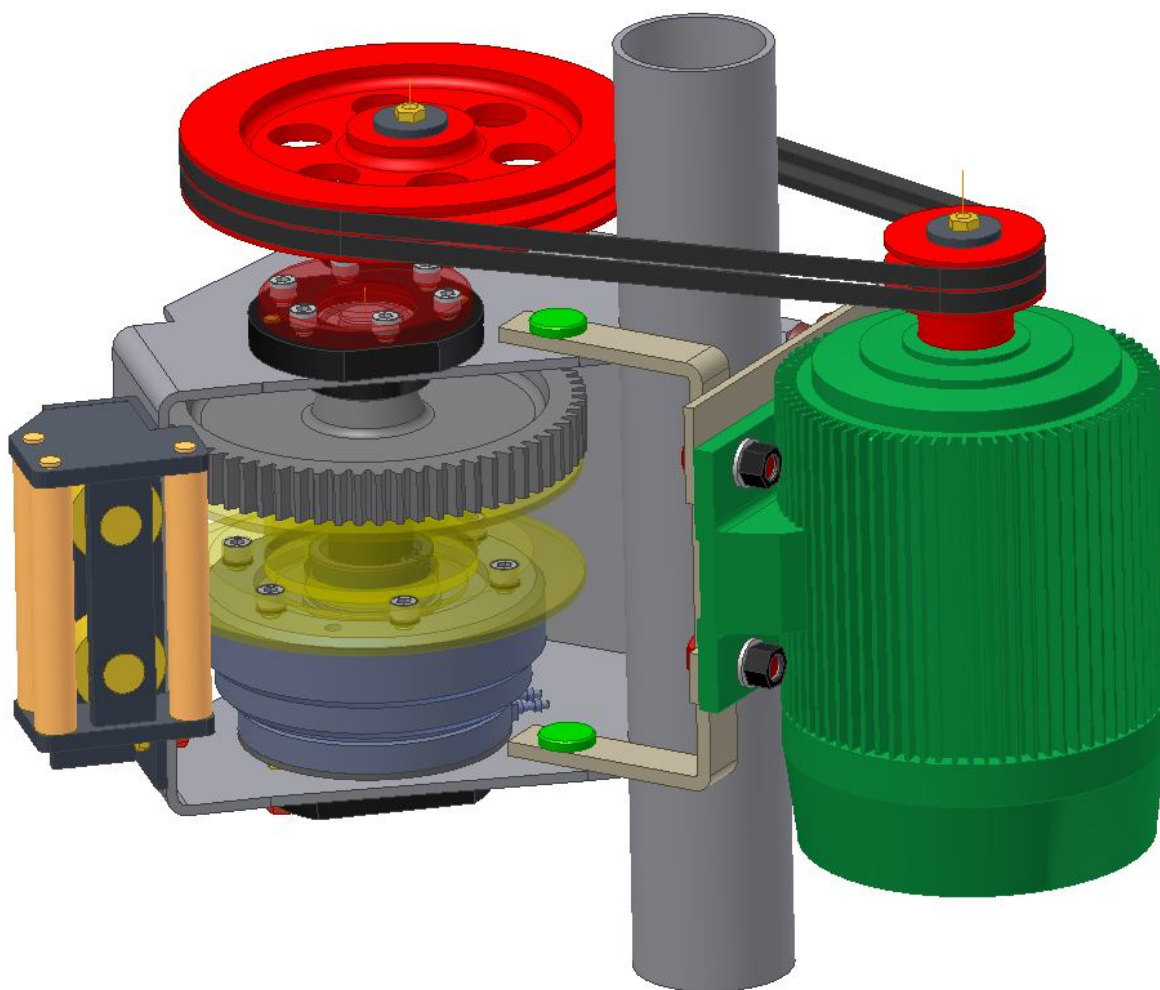
Další části zůstávají stejné jako u pohonu s elektromotorem.

5 Závěr

Největším problémem při návrhu úpravy pohonu shrnovacího zařízení bylo umístění elektromagnetické lamelové spojky do pohonu s ohledem na funkci a smontovatelnost výstupní části pohonu shrnovacího zařízení. Tento problém jsem vyřešil. Nově navržené součásti pohonu jsou dostatečně dimenzované s ohledem na předpokládané namáhání. Dosáhl jsem zjednodušení ovládání pohonu, k obsluze zařízení je nyní potřeba pouze jeden pracovník.

Na základě výsledků pevnostních výpočtů jsem nakreslil výkres sestavy a dílenský výkres vybraného dílu.

Na závěr jsem provedl návrh alternativního pohonu spalovacím motorem Briggs & Stratton. Nevýhodou tohoto řešení jsou značně větší rozměry navíjecího zařízení a složitější konstrukce. Proto bych pohon u tohoto zařízení tímto motorem nedoporučoval.



6 Použitá literatura

Monografie

- [1] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2008.
- [2] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2008.
- [3] Kříž R.: *Strojnické tabulky II. Pohony. Hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Montanex, Ostrava, 1997.
- [4] Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2005.
- [5] Polák J., Slíva A.: *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2005.
- [6] Vávra P., Leinveber J.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2003.
- [7] Boháček F.: *Části a mechanismy strojů II. Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno, skripta VUT Brno, 1987.

Internet

- [8] Katalog SKF. Kuličková ložiska, <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [9] Příručka SKF. Určení velikosti ložiska, <http://www.skf.com/files/515039.pdf>
- [10] <http://www.mitcalc.com/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>
- [11] <http://www.offroad-atv.cz/doplňky/navijaky/2500/instrukce%20ATV2500.pdf>
- [12] <http://www.vingu.cz/documents/rpe.pdf>
- [13] <http://interforst.cz/files/N%C3%A1vod%20VIP615.pdf>
- [14] www.t-prom.cz

7 Přílohy

1. SH-Z-00
2. SH-Z-14
3. Výpočet rozměrového obvodu - určení tolerance šířky příruby víčka
4. Elektromagnetická spojka a příslušenství
5. Náskres uložení výstupní části navijáku
6. Momentová charakteristika motoru Briggs & Stratton Classic 9D900